

(19)日本国特許庁 (J P)

## (12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-213153

(P2001-213153A)

(43)公開日 平成13年8月7日(2001.8.7)

(51)Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テーマコード*(参考)
B 6 0 H 1/32	6 2 4	B 6 0 H 1/32	6 2 4 B 3 H 0 4 5
F 0 4 B 49/00	3 6 1	F 0 4 B 49/00	3 6 1 3 H 0 7 6
// F 0 4 B 27/14		27/08	S

審査請求 未請求 請求項の数4 O L (全13頁)

(21)出願番号 特願2000-29549(P2000-29549)

(22)出願日 平成12年2月7日(2000.2.7)

(71)出願人 000003218

株式会社豊田自動織機製作所

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

(72)発明者 水藤 健

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 川口 真広

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

(74)代理人 100068755

弁理士 恩田 博宣 (外1名)

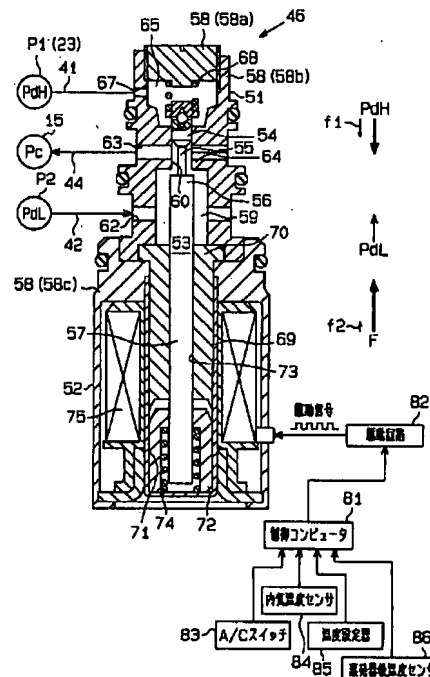
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 可変容量型圧縮機の制御装置

(57)【要約】

【課題】 吐出容量の制御性や応答性を向上させることができる可変容量型圧縮機の制御装置を提供すること。

【解決手段】 制御弁46は、冷媒循環回路の冷凍サイクルに設定された二つの圧力監視点P1、P2間の差圧(PdH-PdL)に感応する作動ロッド53を備え、ソレノイド部52からの電磁力Fによって決定される二点間差圧(PdH-PdL)の目標値を維持するように、作動ロッド53の弁部56により給気通路42、44の開度を内部自律的に調節する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 空調装置の冷媒循環回路を構成する可変容量型圧縮機の吐出容量を制御するための制御装置において、

前記冷媒循環回路に設定された、可変容量型圧縮機の吐出容量が反映される二つの圧力監視点間の差圧を検出する差圧検出手段と、

前記空調装置の冷媒循環回路を構成する蒸発器の冷却状態を温度情報として検出する蒸発器温度検出手段と、

前記蒸発器温度検出手段からの検出温度と、この蒸発器温度の制御目標である目標温度とに基づいて、二つの圧力監視点間の差圧の制御目標となる設定差圧を算出する設定差圧算出手段と、

前記蒸発器温度検出手段からの検出温度が、目標温度と比較して高めに設定されたしきい値温度よりも高い状態から低い状態へと下降した場合には、二つの圧力監視点間の差圧に制限値を設定し、検出温度がしきい値温度よりも低い状態から高い状態へと上昇した場合には制限値の設定を解除する制限値設定手段と、

前記設定差圧算出手段により算出された設定差圧と制限値設定手段により設定された制限値とを比較し、設定差圧の示唆する可変容量型圧縮機の吐出容量が制限値の示唆する吐出容量以下であれば設定差圧をそのまま取り扱い、設定差圧の示唆する吐出容量が制限値の示唆する吐出容量を上回るなら、制限値を新たな設定差圧として取り扱う設定差圧決定手段と、

前記設定差圧決定手段からの設定差圧に差圧検出手段が検出した差圧が近づくように可変容量型圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段とを備えた可変容量型圧縮機の制御装置。

【請求項2】 前記しきい値温度には各々異なる上限温度と下限温度が設定され、

前記制限値設定手段は、蒸発器温度検出手段からの検出温度が下限温度よりも高い状態から低い状態へ下降した場合には二つの圧力監視点間の差圧に制限値を設定し、検出温度が上限温度よりも低い状態から高い状態へ上昇した場合には制限値の設定を解除するものである請求項1に記載の可変容量型圧縮機の制御装置。

【請求項3】 前記蒸発器温度検出手段は、蒸発器の近傍に配設され、蒸発器を通過した空気の色を温度を検出する請求項1又は2に記載の可変容量型圧縮機の制御装置。

【請求項4】 前記蒸発器温度の目標温度を調節可能な温度設定手段を備えている請求項1～3のいずれかに記載の可変容量型圧縮機の制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、例えば車両用空調装置の冷媒循環回路を構成する可変容量型圧縮機の吐出容量を制御するための制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】一般に車両用空調装置の冷媒循環回路（冷凍サイクル）は、凝縮器、減圧装置としての膨張弁、蒸発器及び圧縮機を備えている。圧縮機は蒸発器からの冷媒ガスを吸入して圧縮し、その圧縮ガスを凝縮器に向けて吐出する。蒸発器は冷媒循環回路を流れる冷媒と車室内へ向かう空気との熱交換を行う。冷房負荷の大きさに応じて、蒸発器周辺を通過する空気の熱量が蒸発器内を流れる冷媒に伝達されるため、蒸発器の出口又は下流側での冷媒ガス圧力は冷房負荷の大きさを反映する。

【0003】車載用の圧縮機として広く採用されている可変容量型斜板式圧縮機には、蒸発器の出口圧力（吸入圧 $P_s$ という）を所定の目標値（設定吸入圧という）に維持すべく動作する容量制御機構が組み込まれている。容量制御機構は、冷房負荷の大きさに見合った冷媒流量となるように吸入圧 $P_s$ を制御指標として圧縮機の吐出容量つまり斜板角度をフィードバック制御する。かかる容量制御機構の典型例は、内部制御弁と呼ばれる制御弁である。内部制御弁ではベローズやダイヤフラム等の感圧部材で吸入圧 $P_s$ を感知し、感圧部材の変位動作を弁体の位置決めを利用して弁開度調節を行うことにより、斜板室（クランク室ともいう）の圧力（クランク圧）を調節して斜板角度を決めている。

【0004】また、単一の設定吸入圧しか持ち得ない単純な内部制御弁では細やかな空調制御要求に対応できないため、外部からの電気制御によって設定吸入圧を変更可能な設定吸入圧可変型制御弁も存在する。設定吸入圧可変型制御弁は例えば、前述の内部制御弁に電磁ソレノイド等の電気的に付勢力調節可能なアクチュエータを付加し、内部制御弁の設定吸入圧を決めている感圧部材に作用する機械的バネ力を外部制御によって増減変更することにより、設定吸入圧の変更を実現するものである。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】ところが、吸入圧の絶対値を指標とする吐出容量制御においては、電気制御によって設定吸入圧を変更したからといって、直ちに現実の吸入圧が設定吸入圧通りの圧力に達するとは限らない。即ち、設定吸入圧の設定変更に対して現実の吸入圧が応答性よく追従するか否かは、蒸発器での熱負荷状況に影響され易いからである。このため、電気制御によって設定吸入圧をきめ細かく逐次調節しているにもかかわらず、圧縮機の吐出容量変化が遅れがちになったり、吐出容量が連続的かつ滑らかに変化せず急変するという事態が時として生じていた。

【0006】本発明の目的は、吐出容量の制御性や応答性を向上させることができる可変容量型圧縮機の制御装置を提供することにある。

## 【0007】

【課題を解決するための手段】請求項1の発明は、空調装置の冷媒循環回路を構成する可変容量型圧縮機の吐出

容量を制御するための制御装置において、前記冷媒循環回路に設定された、可変容量型圧縮機の吐出容量が反映される二つの圧力監視点間の差圧を検出する差圧検出手段と、前記空調装置の冷媒循環回路を構成する蒸発器の冷却状態を温度情報として検出する蒸発器温度検出手段と、前記蒸発器温度検出手段からの検出温度と、この蒸発器温度の制御目標である目標温度とに基づいて、二つの圧力監視点間の差圧の制御目標となる設定差圧を算出する設定差圧算出手段と、前記蒸発器温度検出手段からの検出温度が、目標温度と比較して高めに設定されたしきい値温度よりも高い状態から低い状態へと下降した場合には、二つの圧力監視点間の差圧に制限値を設定し、検出温度がしきい値温度よりも低い状態から高い状態へと上昇した場合には制限値の設定を解除する制限値設定手段と、前記設定差圧算出手段により算出された設定差圧と制限値設定手段により設定された制限値とを比較し、設定差圧の示唆する可変容量型圧縮機の吐出容量が制限値の示唆する吐出容量以下であれば設定差圧をそのまま取り扱い、設定差圧の示唆する吐出容量が制限値の示唆する吐出容量を上回るなら、制限値を新たな設定差圧として取り扱う設定差圧決定手段と、前記設定差圧決定手段からの設定差圧に差圧検出手段が検出した差圧が近づくように可変容量型圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段とを備えたことを特徴とする可変容量型圧縮機の制御装置である。

【0008】この構成においては、可変容量型圧縮機の吐出容量制御に影響を及ぼす圧力要因として、可変容量型圧縮機の吐出容量が反映される、冷媒循環回路における二つの圧力監視点間の差圧を利用している。従って、設定差圧決定手段により決定された設定差圧に基づいて、この設定差圧を維持するように圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段を採用することで、圧縮機の吐出容量を直接的に制御することが可能となり、従来の吸入圧感応型制御弁が内在していた問題、つまり吐出容量の制御性及び応答性が蒸発器での熱負荷状況に影響される問題を解消することができる。

【0009】また、本発明においては、蒸発器温度がしきい値温度を上回る状況では、この蒸発器温度が目標温度を大きく上回って冷房負荷は大きいと判断し、二つの圧力監視点間の差圧に制限値を設定しない。従って、冷媒循環回路（冷凍サイクル）に大流量の冷媒を流すことができ、高冷房負荷にも十分に対応することができる。しかし、蒸発器温度がしきい値温度を下回る状況となれば、この蒸発器温度と目標温度との差は小さくよって冷房負荷は生じていないか或いは生じていたとしても小さいと判断し、二つの圧力監視点間の差圧に制限値を設定する。従って、例えば、外部駆動源が可変容量型圧縮機を高速度で駆動したとしても、冷媒循環回路（冷凍サイクル）の冷媒流量が大流量となることはなく、圧縮機の運転状態が不必要に低効率及び高負荷の領域に入り込む

ことが規制される。

【0010】請求項2の発明は請求項1の発明において、前記しきい値温度には各々異なる上限温度と下限温度が設定され、前記制限値設定手段は、蒸発器温度検出手段からの検出温度が下限温度よりも高い状態から低い状態へ下降した場合には二つの圧力監視点間の差圧に制限値を設定し、検出温度が上限温度よりも低い状態から高い状態へ上昇した場合には制限値の設定を解除することを特徴とするものである。

10 【0011】この構成においては、しきい値温度に下限および上限温度を設け、二つの圧力監視点間の差圧に制限値が設定される時の温度と、この制限値の設定が解除される時の温度をそれぞれ異なるようにするというヒステリシス特性を持たせた。これにより、単一しきい値温度のみが設定されている場合に発生しがちなチャタリングを回避し、圧縮機に無理のない安定した吐出容量制御を可能とする。なお、チャタリングとは、蒸発器温度と単一しきい値温度との比較における両者の大小関係逆転の頻発による、制限値の設定／解除の瞬間多発をいう。

20 【0012】請求項3の発明は請求項1又は2の発明において、現時点で判明している温度検出手段の一つの配置例を限定したものである。すなわち、前記蒸発器温度検出手段は、蒸発器の近傍に配設され、蒸発器を通過した空気の温度を検出することを特徴としている。

【0013】請求項4の発明は請求項1～3のいずれかの発明において、前記蒸発器温度の目標温度を調節可能な温度設定手段を備えていることを特徴とするものである。この構成においては、温度設定手段によって蒸発器の冷却状態を変更することができ、例えば温度設定手段を備えずに、予め固定された蒸発器温度を維持する構成と比較して、可変容量型圧縮機の省動力化や空調の快適性向上（例えば室内へ吹き出される空気の温度変動が抑制される）を図ることができる。つまり、この比較例の場合、冷房要求の度合いが最も大きい場合（最も低い室温が要求されている場合）を想定して、それに応えるべく蒸発器温度の目標温度を低く固定しておかなくてはならず、従って冷房要求の度合いが小さい場合には不必要に蒸発器が冷却されることになるからである。

【0014】

40 【発明の実施の形態】以下に、車両用空調装置の冷媒循環回路を構成する可変容量型斜板式圧縮機の制御装置について図1～図5を参照して説明する。

【0015】（可変容量型斜板式圧縮機）図1に示すように可変容量型斜板式圧縮機（以下単に圧縮機とする）は、シリンダブロック11と、その前端に接合固定されたフロントハウジング12と、シリンダブロック11の後端に弁・ポート形成体13を介して接合固定されたリヤハウジング14とを備えている。クランク室15は、シリンダブロック11とフロントハウジング12とで囲まれた領域に区画されている。駆動軸16は、クランク

室15を挿通するようにして、シリンダブロック11及びフロントハウジング12によって回転可能に支持されている。ラグプレート17は、クランク室15において駆動軸16に一体回転可能に固定されている。

【0016】前記駆動軸16の前端部は動力伝達機構PTを介して、外部駆動源としての車両エンジンEgに作動連結されている。動力伝達機構PTは、外部からの電気制御によって動力の伝達／遮断を選択可能なクラッチ機構（例えば電磁クラッチ）であってもよく、又は、そのようなクラッチ機構を持たない常時伝達型のクラッチレス機構（例えばベルト／プーリの組合せ）であって

10 よい。なお、本件では、クラッチレスタイプの動力伝達機構PTが採用されているものとする。  
【0017】カムプレートとしての斜板18は前記クランク室15に収容されている。斜板18は、駆動軸16にスライド移動可能でかつ傾動可能に支持されている。ヒンジ機構19は、ラグプレート17と斜板18との間に介在されている。従って、斜板18は、ヒンジ機構19を介したラグプレート17との間でのヒンジ連結、及び駆動軸16の支持により、ラグプレート17及び駆動

20 軸16と同期回転可能であると共に駆動軸16の軸線方向へのスライド移動を伴いながら駆動軸16に対し傾動可能となっている。  
【0018】複数（図面には一つのみ示す）のシリンダボア20は、前記シリンダブロック11において駆動軸16を取り囲むようにして貫設形成されている。片頭型のピストン21は、各シリンダボア20に往復動可能に収容されている。シリンダボア20の前後開口は、弁・ポート形成体13及びピストン21によって閉塞されており、このシリンダボア20内にはピストン21の往復

30 動に応じて体積変化する圧縮室が区画されている。ピストン21はシュー28を介して斜板18の外周部に係留されている。従って、駆動軸16の回転に伴う斜板18の回転運動が、シュー28を介してピストン21の往復運動に変換される。  
【0019】吸入圧力（Ps）領域を構成する吸入室22及び吐出圧力（Pd）領域を構成する吐出室23は、前記弁・ポート形成体13とリヤハウジング14とで囲まれた領域にそれぞれ区画されている。そして、吸入室22の冷媒ガスは、ピストン21の上死点位置から下死

40 点側への移動により、弁・ポート形成体13の吸入ポート24及び吸入弁25を介してシリンダボア20（圧縮室）へ吸入される。シリンダボア20に吸入された冷媒ガスは、ピストン21の下死点位置から上死点側への移動により所定の圧力にまで圧縮された後に、弁・ポート形成体13の吐出ポート26及び吐出弁27を介して吐出室23へ吐出される。

【0020】前記斜板18の傾斜角度（駆動軸16に直交する仮想平面との間でなす角度）は、シリンダボア20（圧縮室）の内圧と、ピストン21の背圧であるク

50 ンク室15の内圧（クランク圧Pc）との関係を変更することで調節可能である。本実施形態においては、クランク圧Pcを積極的に変更することで斜板18の傾斜角度を調節する。

【0021】（冷媒循環回路）図1及び図2に示すように、車両用空調装置の冷媒循環回路（冷凍サイクル）は、上述した圧縮機と外部冷媒回路35とから構成される。外部冷媒回路35は、凝縮器36、減圧装置としての温度式膨張弁37及び蒸発器38を備えている。膨張弁37の開度は、蒸発器38の出口側又は下流側に設けられた感温筒37aの検知温度および蒸発圧力（蒸発器38の出口圧力）に基づいてフィードバック制御される。膨張弁37は、熱負荷に見合った液冷媒を蒸発器38に供給して外部冷媒回路35における冷媒流量を調節する。流通管39は、外部冷媒回路35の下流域において、蒸発器38の出口と圧縮機の吸入室22とを接続している。流通管40は、外部冷媒回路35の上流域において、圧縮機の吐出室23と凝縮器36の入口とを接続している。圧縮機は外部冷媒回路35の下流域から吸入室22に導かれた冷媒ガスを吸入して圧縮し、圧縮したガスを外部冷媒回路35の上流域へとつながる吐出室23に吐出する。

【0022】さて、冷媒循環回路を流れる冷媒の流量が大きくなるほど、回路又は配管の単位長さ当りの圧力損失も大きくなる。つまり、冷媒循環回路に沿って設定された第1圧力監視点P1と第2圧力監視点P2との間の圧力損失（差圧）は、この冷媒循環回路における冷媒流量と正の相関を示す。従って、この第1圧力監視点P1のガス圧力（P1圧力）PdHと第2圧力監視点P2のガス圧力（P2圧力）PdLとの差（二点間差圧（PdH-PdL））を把握することは、冷媒循環回路における冷媒流量を間接的に検出することに他ならない。本実施形態では、流通管40の最上流域に当たる吐出室23内に上流側（高圧側）の第1圧力監視点P1を定めると共に、そこから所定距離だけ離れた流通管40の途中に、下流側（低圧側）の第2圧力監視点P2を定めている。

【0023】なお、前記冷媒循環回路における冷媒流量は、圧縮機において駆動軸16の単位回転あたりの冷媒ガス吐出量（吐出容量）と、駆動軸16の回転速度との積で表すことができる。駆動軸16の回転速度は、車両エンジンEg（その出力軸）の回転速度と動力伝達機構PTのプーリ比とから算出することができる。つまり、車両エンジンEgの回転速度が一定の条件下では、圧縮機の吐出容量が増大すれば冷媒循環回路における冷媒流量も増大し、圧縮機の吐出容量が減少すれば冷媒流量も減少する。逆に、圧縮機の吐出容量が一定の条件下では、車両エンジンEgの回転速度が増大すれば冷媒循環回路における冷媒流量も増大し、車両エンジンEgの回転速度が減少すれば冷媒流量も減少する。

【0024】前記流通管40において両圧力監視点P1、P2間には、二点間差圧拡大手段としての固定絞リ43が配設されている。固定絞リ43は、両圧力監視点P1、P2をそれ程離して設定しなくとも、二点間差圧(PdH-PdL)を明確化(拡大)する役目をなしている。このように、固定絞リ43を両圧力監視点P1、P2間に備えることで、特に第2圧力監視点P2を圧縮機(吐出室23)寄りに設定することができ、ひいてはこの第2圧力監視点P2と圧縮機に備えられている制御弁46との間の後記第2検圧通路42を短くすることができる。

【0025】(制御装置を構成するクランク室の圧力制御機構)図1及び図2に示すように、圧縮機のクランク圧Pcを制御するためのクランク圧制御機構は、抽気通路31、第1検圧通路41、第2検圧通路42、及びクランク通路44並びに制御弁46によって構成されている。抽気通路31はクランク室15と吸入室22とを連通する。第1検圧通路41は、冷媒循環回路の第1圧力監視点P1と制御弁46とを連通する。第2検圧通路42は、冷媒循環回路の第2圧力監視点P2と制御弁46とを連通する。クランク通路44は制御弁46とクランク室15とを連通する。

【0026】そして、制御弁46の開度を調節することで、第2検圧通路42及びクランク通路44(所謂給気通路)を介した第2圧力監視点P2からクランク室15への高圧な吐出ガスの導入量と、抽気通路31を介したクランク室15から吸入室22へのガス導出量とのバランスが制御され、クランク圧Pcが決定される。クランク圧Pcの変更に応じて、ピストン21を介してのクランク圧Pcとシリンダボア20の内圧との差が変更され、斜板18の傾斜角度が変更される。斜板18の傾斜角度の変更に応じて、ピストン21のストロークすなわち吐出容量が調節される。

【0027】(制御弁)図3に示すように圧縮機制御手段を構成する制御弁46は、その上半部を占める入れ側弁部51と、下半部を占める電気駆動部としてのソレノイド部52とを備えている。入れ側弁部51は、第2圧力監視点P2とクランク室15とを接続する給気通路42、44の開度(絞り量)を調節する。ソレノイド部52は、制御弁46内に配設された作動ロッド53を、外部からの通電制御に基づき付勢制御するための一種の電磁アクチュエータである。作動ロッド53はその図面上端部から下端部に向かって、区画部54、連結部55、弁体としての弁部56及びガイドロッド部57を同順に備えている。弁部56はガイドロッド部57の一部にあたる。

【0028】前記制御弁46のバルブハウジング58は、栓体58aと、入れ側弁部51の主な外郭を構成する上半部本体58bと、ソレノイド部52の主な外郭を構成する下半部本体58cとから構成されている。弁室

59及び連通路60は、バルブハウジング58の上半部本体58b内に区画されている。高圧室65は、上半部本体58bとその上部に螺入された栓体58aとの間に区画されている。作動ロッド53は、弁室59、連通路60及び高圧室65内に、バルブハウジング58の軸線方向(図面上下方向)へ移動可能に配設されている。弁室59及び連通路60は作動ロッド53の配置次第で連通可能となる。

【0029】前記弁室59の底壁は、ソレノイド部52を構成する固定鉄心70の上端面によって提供されている。第1ポート62は、弁室59を取り囲むバルブハウジング58の周壁において、その半径方向に延びるようにして設けられている。第1ポート62は、第2検圧通路42を介して弁室59を第2圧力監視点P2に連通させる。従って、第2圧力監視点P2のP2圧力PdLが、第2検圧通路42及び第1ポート62を介して弁室59に導入されている。第2ポート63は、連通路60を取り囲むバルブハウジング58の周壁において、その半径方向に延びるようにして設けられている。第2ポート63は、クランク通路44を介して連通路60をクランク室15に連通させる。従って、弁室59及び連通路60は、第2圧力監視点P2の圧力をクランク室15に供給するための制御弁内給気通路を構成する。

【0030】前記作動ロッド53の弁部56は弁室59内に配置されている。連通路60の口径は、ガス流通が妨げられないように、それに挿通される作動ロッド53の連結部55より大きくされている。弁室59と連通路60との境界に位置する段差は弁座64として機能し、連通路60は一種の弁孔となっている。作動ロッド53が図面の位置(最下動位置)から弁部56が弁座64に着座する最上動位置へ上動されると、連通路60が遮断される。つまり作動ロッド53の弁部56は、給気通路42、44の開度を任意調節可能な入れ側弁体として機能する。

【0031】前記作動ロッド53の区画部54は高圧室65に挿入されている。この区画部54は高圧室65と連通路60との間の圧力隔壁の役目を果たし、両者60、65の直接連通を許容しない。

【0032】第3ポート67は、前記高圧室65を取り囲むバルブハウジング58の周壁に設けられている。高圧室65は、第3ポート67及び第1検圧通路41を介して、第1圧力監視点P1である吐出室23と常時連通されている。従って、P1圧力PdHが第1検圧通路41及び第3ポート67を介して高圧室65に導入されている。戻しバネ68は高圧室65に収容されている。この戻しバネ68は、区画部54(作動ロッド53)を高圧室65から弁室59に向けて付勢する。

【0033】前記ソレノイド部52は有底円筒状の収容筒69を備えている。固定鉄心70は収容筒69の上部に嵌合され、この嵌合により収容筒69内にはプランジ

ャ室71が区画されている。プランジャ（可動鉄心）72は、プランジャ室71内にバルブハウジング58の軸線方向へ移動可能に収容されている。ガイド孔73は固定鉄心70に形成され、このガイド孔73内には作動ロッド53のガイドロッド部57が、バルブハウジング58の軸線方向に移動可能に配置されている。ガイド孔73の内壁面とガイドロッド部57との間には若干の隙間（図示略）が確保されており、この隙間を介して弁室59とプランジャ室71とは常時連通されている。つまり、プランジャ室71には弁室59の圧力、つまり第2

【0034】前記作動ロッド53のガイドロッド部57はその下端部がプランジャ室71内に延出され、この延出部分にはプランジャ72が嵌合固定されている。従って、プランジャ72と作動ロッド53とは一体となって上下動する。緩衝バネ74はプランジャ室71に収容されている。この緩衝バネ74の付勢力は、プランジャ72を固定鉄心70に近接させる方向に作用してプランジャ72及び作動ロッド53を図面上方に付勢する。この緩衝バネ74は戻しバネ68よりもバネ力が弱いものが用いられている。

【0035】コイル75は、固定鉄心70及びプランジャ72の周囲において、これらを跨ぐ範囲に巻回されている。このコイル75には制御コンピュータ81の指令に基づき駆動回路82から駆動信号が供給され、コイル75はその電力供給量に応じた大きさの電磁力Fを固定鉄心70とプランジャ72との間に発生させる。そして、その電磁力Fによってプランジャ72が固定鉄心70に向かって吸引されて作動ロッド53が上動する。なお、コイル75への通電制御は、このコイル75への印加電圧を調整することでなされる。本実施形態においてコイル75への印加電圧の調整には、デューティ制御が採用されている。

【0036】さて、図3の制御弁46において作動ロッド53には、区画部54が受承する高圧室65のP1圧力PdHが戻しバネ68の付勢力f1によって加勢されて下向きに作用されている。また、作動ロッド53には、プランジャ室71に及んでいるP2圧力PdLがガイドロッド部57に上向きに作用されている。このように、制御弁46は差圧検出手段（高圧室65、プランジャ室71及び作動ロッド53）を内蔵しており、二点間差圧 $\Delta P_d = (P_dH - P_dL)$ を弁部56の位置決めに反映させる構成となっている。一方、固定鉄心70とプランジャ72との間に発生する電磁付勢力Fは、緩衝バネ74の付勢力f2によって加勢されて作動ロッド53に対し上向きに作用されている。つまり、制御弁46の開度調節つまり連通路60の開度調節は、二点間差圧 $\Delta P_d$ の変動に基づいて内部自律的に行われるとともに、電磁付勢力Fを変更することで外部制御的にも行われる。

【0037】すなわち、電磁付勢力Fが一定であると仮定した場合、例えば車両エンジンEgの回転速度が減少して冷媒循環回路の冷媒流量が減少すると、下向きの二点間差圧 $\Delta P_d$ が減少してその時点での電磁付勢力Fでは作動ロッド53に作用する上下付勢力の均衡が図れなくなる。従って、作動ロッド53が上動して戻しバネ68が蓄力され、この戻しバネ68の下向き付勢力f1の増加分が下向きの二点間差圧 $\Delta P_d$ の減少分を補償する位置に作動ロッド53の弁部56が位置決めされる。その結果、連通路60の開度が減少し、クランク圧Pcが低下傾向となり、このクランク圧Pcとシリンダボア20の内圧とのピストン21を介した差も小さくなって斜板18が傾斜角度増大方向に傾動し、圧縮機の吐出容量は増大される。圧縮機の吐出容量が増大すれば冷媒循環回路における冷媒流量も増大し、二点間差圧 $\Delta P_d$ は増加する。

【0038】逆に、車両エンジンEgの回転速度が増大して冷媒循環回路の冷媒流量が増大すると、下向きの二点間差圧 $\Delta P_d$ が増大してその時点での電磁付勢力Fでは作動ロッド53に作用する上下付勢力の均衡が図れなくなる。従って、作動ロッド53が下動して戻しバネ68の蓄力も減り、この戻しバネ68の下向き付勢力f1の減少分が下向きの二点間差圧 $\Delta P_d$ の増大分を補償する位置に作動ロッド53の弁部56が位置決めされる。その結果、連通路60の開度が増加し、クランク圧Pcが増大傾向となり、クランク圧Pcとシリンダボア20の内圧とのピストン21を介した差も大きくなって斜板18が傾斜角度減少方向に傾動し、圧縮機の吐出容量は減少される。圧縮機の吐出容量が減少すれば冷媒循環回路における冷媒流量も減少し、二点間差圧 $\Delta P_d$ は減少する。

【0039】また、例えば、コイル75へのデューティ比Dtを大きくして電磁付勢力Fを大きくすると、その時点での二点間差圧 $\Delta P_d$ では上下付勢力の均衡が図れないため、作動ロッド53が上動して戻しバネ68が蓄力され、この戻しバネ68の下向き付勢力f1の増加分が上向きの電磁付勢力Fの増加分を補償する位置に作動ロッド53の弁部56が位置決めされる。従って、制御弁46の開度、つまり連通路60の開度が減少し、圧縮機の吐出容量が増大される。その結果、冷媒循環回路における冷媒流量が増大し、二点間差圧 $\Delta P_d$ も増大する。

【0040】逆に、デューティ比Dtを小さくして電磁付勢力Fを小さくすれば、その時点での二点間差圧 $\Delta P_d$ では上下付勢力の均衡が図れないため、作動ロッド53が下動して戻しバネ68の蓄力も減り、この戻しバネ68の下向き付勢力f1の減少分が上向きの電磁付勢力Fの減少分を補償する位置に作動ロッド53の弁部56が位置決めされる。従って、連通路60の開度が増加し、圧縮機の吐出容量が減少する。その結果、冷媒循環

回路における冷媒流量が減少し、二点間差圧 $\Delta P_d$ も減少する。

【0041】つまり、図3の制御弁46は、電磁付勢力Fによって決定された二点間差圧 $\Delta P_d$ の制御目標（設定差圧）を維持するように、この二点間差圧 $\Delta P_d$ に応じて内部自律的に作動ロッド53を位置決めする構成となっている。

【0042】〈制御体系〉図2及び図3に示すように、車両用空調装置はその制御全般を司る制御コンピュータ81を備えている。制御コンピュータ81は、CPU、ROM、RAM及びI/Oインターフェイスを備えている。A/Cスイッチ（乗員が操作する空調装置のON/OFFスイッチ）83、車室内温度を検出するための内気温度センサ84、乗員が車室の温度を設定するための温度設定器85、蒸発器温度検出手段としての蒸発器後温度センサ86は、制御コンピュータ81のI/Oの入力端子に接続されている。蒸発器後温度センサ86は、蒸発器86の空気吹き出し側の近傍に設けられており、蒸発器86を通過することで冷却された空気の温度（以下蒸発器後温度とする）を検出する。駆動回路82は制

御コンピュータ81のI/Oの出力端子に接続されている。

【0043】前記制御コンピュータ81は、各検知手段83～86から提供される各種の外部情報に基づいて適切なデューティ比D<sub>t</sub>（設定差圧）を演算し、駆動回路82に対しそのデューティ比D<sub>t</sub>での駆動信号の出力を指令する。駆動回路82は、命じられたデューティ比D<sub>t</sub>の駆動信号を制御弁46のコイル75に出力する。コイル75に提供される駆動信号のデューティ比D<sub>t</sub>に応じて、制御弁46のソレノイド部52の電磁付勢力Fが

変化する。

【0044】次に、図4のフローチャートを参照して、制御コンピュータ81による制御弁46へのデューティ制御の概要を簡単に説明する。車両のイグニッションスイッチ（又はスタートスイッチ）がONされると、制御コンピュータ81は電力を供給されて演算処理を開始する。制御コンピュータ81は、ステップ101（以下単に「S101」という、他のステップも以下同様）において初導プログラムに従い各種の初期設定を行う。例えば、駆動回路82へ指令するデューティ比D<sub>t</sub>に初期値として0%を与えると同時に、デューティ比D<sub>t</sub>の上限値D<sub>t</sub>Maxを100%に設定する。デューティ比D<sub>t</sub>の上限値D<sub>t</sub>Maxを100%に設定することで、電磁付勢力Fの大きさつまり制御弁46における弁開度調節動作の基準となる設定差圧を、この制御弁46の構成上設定し得る最大値までの間で変更することが許容される。なお、上限値D<sub>t</sub>Maxは、後述のように100%とこの100%未満の値である例えば40～60%（本実施形態においては50%）との間で適宜切り替えられる。上限値D<sub>t</sub>Maxが50%に設定されることは、設

定差圧に最大値までの間で制限値（上限値）を設定すること、つまり空調装置の冷房能力の発揮に制限が加えられることを意味する。

【0045】S102では、A/Cスイッチ83がONされるまでこのスイッチ83のON/OFF状況が監視される。A/Cスイッチ83がONされると、S103において制御コンピュータ81は、内気温度センサ84からの車室温度情報や温度設定器85からの設定温度情報に基づいて蒸発器38の冷却状態を決定する。つまり蒸発器後温度Te（t）の目標温度Te（set）を、例えば3～12℃の範囲で算出する。従って、内気温度センサ84及び温度設定器85は制御コンピュータ81とともに、目標温度Te（set）を設定するための温度設定手段をなしている。

【0046】S104において制御コンピュータ81は、蒸発器後温度センサ86の検出温度Te（t）が目標温度Te（set）より大であるか否かを判定する。S104判定がNOの場合、S105において検出温度Te（t）が目標温度Te（set）より小であるか否かを判定する。S105判定もNOの場合には、検出温度Te（t）が目標温度Te（set）に一致していることになるため、デューティ比D<sub>t</sub>はそのまま維持される。

【0047】S104判定がYESの場合、S106において制御コンピュータ81はデューティ比D<sub>t</sub>を単位量 $\Delta D$ だけ増大させる。この「D<sub>t</sub>+ $\Delta D$ 」の駆動信号が、駆動回路82から制御弁46のコイル75に出力されたと仮定すると、上述したように冷媒循環回路における冷媒流量が増大して蒸発器38の冷却状態が強まり、従って蒸発器後温度Te（t）は低下される。S105判定がYESの場合、S107において制御コンピュータ81はデューティ比D<sub>t</sub>を単位量 $\Delta D$ だけ減少させる。この「D<sub>t</sub>- $\Delta D$ 」の駆動信号が、駆動回路82から制御弁46のコイル75に出力されたと仮定すると、上述したように冷媒循環回路における冷媒流量が減少して蒸発器38の冷却状態が弱まり、従って蒸発器後温度Te（t）は上昇される。

【0048】上記のようにして冷房負荷の有無に応じてデューティ比D<sub>t</sub>が修正された後、制御コンピュータ81は、蒸発器後温度センサ86からの検出温度Te（t）と予め設定されたしきい値温度（例えば15～16℃）との大小関係を判定し、この大小関係に応じて駆動回路82へ指令するデューティ比D<sub>t</sub>の上限値D<sub>t</sub>Maxの再設定を行なう。しきい値温度（15～16℃）は、目標温度Te（set）の設定範囲（3～12℃）よりも高めに設定されている。

【0049】すなわち、S108において制御コンピュータ81は、現在設定されている上限値D<sub>t</sub>Maxが100%であるかそれとも50%であるかを判定する。S108判定で上限値D<sub>t</sub>Maxが100%であると判定

された場合、S109において蒸発器後温度センサ86からの検出温度 $T_e(t)$ が、しきい値温度(15-16℃)の下限温度(15℃)以下であるか否かを判定する。S109判定がNOの場合、上限値は100%に維持される。逆に、S109判定がYESの場合、S110において上限値 $DtMax$ は、100%から50%に設定変更される。

【0050】一方、S108判定で上限値 $DtMax$ が50%であると判定された場合、S111において蒸発器後温度センサ86からの検出温度 $T_e(t)$ が、しきい値温度(15-16℃)の上限温度(16℃)以上であるか否かを判定する。S111判定がNOの場合、上限値 $DtMax$ は50%に維持される。逆に、S111判定がYESの場合、S112において上限値 $DtMax$ は、50%から100%に設定変更される。

【0051】図5は、上述したS108～S112処理をグラフで示したものである。すなわち、制御コンピュータ81は、蒸発器後温度センサ86からの検出温度 $T_e(t)$ がしきい値(15-16℃)の下限温度(15℃)よりも高い状態から低い状態へ下降した場合、デューティ比 $Dt$ の上限値 $DtMax$ を100%から50%に設定変更することで設定差圧に上限値を設定する。逆に、検出温度 $T_e(t)$ がしきい値(15-16℃)の上限温度(16℃)よりも低い状態から高い状態へ上昇した場合、デューティ比 $Dt$ の上限値 $DtMax$ を50%から100%に設定変更することで設定差圧の上限値設定を解除する。

【0052】つまり、制御コンピュータ81は、蒸発器後温度センサ86の検出温度 $T_e(t)$ と目標温度 $T_{set}$ との比較によって冷房負荷の有無を判定するのみならず、目標温度 $T_{set}$ よりも高めに設定されたしきい値温度(15-16℃)と検出温度 $T_e(t)$ との比較によって、冷房負荷の度合をも判定している。そして、検出温度 $T_e(t)$ がしきい値温度(15-16℃)を下回っている場合には、冷房負荷が生じていないか或いは生じていたとしても小さくて空調装置の冷房能力をそれ程要しないと判断し、この冷房能力に上限を設定するのである。逆に、検出温度 $T_e(t)$ がしきい値温度(15-16℃)を上回っている場合には、冷房負荷が大きくて空調装置は冷房能力を最大限に発揮する必要があると判断し、この冷房能力の上限設定を解除するのである。

【0053】S113において制御コンピュータ81は、S104～S107の処理で算出したデューティ比 $Dt$ が、0%を下回っているか否かを判定する。S113判定がYESの場合、S114において制御コンピュータ81はデューティ比 $Dt$ を0%に修正する。一方、S113判定がNOの場合、S115において制御コンピュータ81は、S104～S107の処理で算出したデューティ比 $Dt$ が、S108～S112の処理で再設

定した上限値 $DtMax$ を上回っているか否かを判定する。S115判定がNOの場合、S116において制御コンピュータ81はS104～S107の処理で算出したデューティ比 $Dt$ をそのまま駆動回路82へ指令する。一方、S115判定がYESの場合、S117において制御コンピュータ81は上限値 $DtMax$ を新たなデューティ比 $Dt$ として駆動回路82へ指令する。

【0054】上述したS115判定は、上限値 $DtMax$ が50%に設定されている場合には、S104～S107の処理にて算出された設定差圧が上限値を上回っていないかを監視していることになる。しかし、このS115判定は、上限値 $DtMax$ が100%に設定されている場合には、単にデューティ比 $Dt$ が、駆動回路82から出力される駆動信号の実制御範囲(0～100%)を上回って算出されていないかどうかを監視しているにすぎない。例えば、100%を上回るデューティ比 $Dt$ が駆動回路82に指令されたとしても、当然ながら設定差圧は100%の時と同じ最大値に設定されることになる。それにも関わらず100%を上回るデューティ比 $Dt$ の算出を許容しないのは、例えば駆動回路82に指令するデューティ比 $Dt$ が100%を上回った状態でこのデューティ比 $Dt$ を減少させようとする、デューティ比 $Dt$ が100%を下回るまでは設定差圧が最大値に維持され続けてしまう応答性悪化の問題が生じるからである。これは、デューティ比 $Dt$ が0%を下回って算出された場合についても同様なことが言える。このため、S113及びS114処理が備えられている。

【0055】上記構成の本実施形態においては、次のような効果を奏する。

(1) 本実施形態では、蒸発器38での熱負荷状況に影響される吸入圧 $P_s$ そのものを制御弁46の開度制御における直接の指標とすることなく、冷媒循環回路における二つの圧力監視点 $P_1$ 、 $P_2$ 間の差圧 $\Delta P_d = P_dH - P_dL$ を直接の制御対象として圧縮機吐出容量のフィードバック制御を実現している。このため、蒸発器38での熱負荷状況に影響されることなく、外部制御によって応答性及び制御性の高い吐出容量の増加減少制御を行うことができる。

【0056】(2) 圧縮機の運転効率は、フリクションの増大等の要因からピストン速度が増大すれば悪化する傾向にある。このピストン速度には、車両エンジン $E_g$ の回転速度と一義的な関係にある駆動軸16の回転速度(ピストン21の一往復にかかる時間が決定される)、及び吐出容量(ピストン21のストロークが決定される)が関係する。圧縮機は車両エンジン $E_g$ に補機として駆動されている立場から、自己都合を理由に車両エンジン $E_g$ の回転速度を変化させることはできない。従って、圧縮機を効率良く使用するためには、ひいては車両エンジン $E_g$ の運転効率を向上させてその燃料消費量を減少させるためには、車両エンジン $E_g$ の回転速度が高



速度領域においては、吐出容量が最大に制御されないようにする必要がある。このことは、圧縮機を高負荷状態に陥らせない圧縮機保護の観点からも重要である。そのためには、圧縮機が最大吐出容量でかつ、車両エンジンEgの回転速度が高速度領域よりも低い領域でもたらされる二点間差圧 $\Delta P_d = P_{dH} - P_{dL}$ を、デューティ比D<sub>t</sub>が100%の時に与えられる設定差圧の最大値として制御弁46を設計する必要がある。このようにすれば、車両エンジンEgの回転速度が高速度領域に入り込むと、吐出容量が最大では二点間差圧 $\Delta P_d$ が必ず設定差圧の最大値を上回ることとなり、圧縮機は内部自律的に吐出容量を最大から減少させることになる。

【0057】ところが、車室内が暑くて、蒸発器後温度 $T_e(t)$ が目標温度 $T_e(\text{set})$ をはるかに上回っている可能性がある冷房初期においては、車両エンジンEgの回転速度に関わらずその時点での最大限の冷房能力を発揮できることが空調装置に要求される。よって、空調装置としては、高効率及び低負荷運転よりも高冷房負荷に対応することに主眼をおいた設計の制御弁46を採用することとなる。つまり、圧縮機が最大吐出容量でかつ、車両エンジンEgの回転速度が高速度領域でもたらされる二点間差圧 $\Delta P_d$ を、設定差圧の最大値として制御弁46を設計するのである。このようにすれば、吐出容量が最大であっても、車両エンジンEgの回転速度がよほど高くない限り（現実的には、圧縮機の効率悪化から車両エンジンEgの回転速度が高速度領域に入り込むと冷媒流量が頭打ちとなり、「車両エンジンEgの回転速度がいくら高くなっても」と言い換えることができる）、二点間差圧 $\Delta P_d = P_{dH} - P_{dL}$ が設定差圧の最大値を上回ることはない。このため、圧縮機は、デューティ比D<sub>t</sub>が100%とされたならば必ず吐出容量を最大とする。よって、空調装置は、車両エンジンEgの回転速度に関わらずその時点での最大限の冷房能力を発揮でき、高冷房負荷にも十分に対応できる。

【0058】本実施形態の車両用空調装置は、上述したような冷房初期等の高冷房負荷に主眼をおいた制御弁46の設計のため、S108～S117の処理を備えていないと仮定すると次のような問題が発生する。蒸発器後温度 $T_e(t)$ が目標温度 $T_e(\text{set})$ に向けて、例えばしきい値温度（15～16℃）程度にまで低下されたとする。蒸発器後温度 $T_e(t)$ がしきい値温度（15～16℃）を下回れば、冷房負荷は小さくなっていると言うことができ、それ以降蒸発器後温度 $T_e(t)$ を目標温度 $T_e(\text{set})$ にまで低下させるのに、その時点での最大限の冷房能力を必ずしも発揮する必要はない。

【0059】ところが、S108～S112の処理を備えていないということは、デューティ比D<sub>t</sub>の100%までの使用を常に許容する構成ということである。このため、蒸発器後温度 $T_e(t)$ が目標温度 $T_e(\text{set})$

t)の極近傍にまで低下して冷房負荷が小さい状態であっても、この蒸発器後温度 $T_e(t)$ が目標温度 $T_e(\text{set})$ を下回って冷房負荷が無くなったと判断されるまでは、デューティ比D<sub>t</sub>が100%に設定され続けてしまう危険がある。デューティ比D<sub>t</sub>が100%に設定されてしまうと、上述した制御弁46の特性から、車両エンジンEgの回転速度が高速度領域に入り込んでも、圧縮機の吐出容量は最大に維持されて車両用空調装置は最大限の冷房能力を発揮し続ける。つまり、圧縮機は不必要に低効率及び高負荷状態に陥っていることになる。

【0060】しかし、S108～S112の処理を備えた本実施形態においては、蒸発器後温度 $T_e(t)$ がしきい値温度（15～16℃）を下回れば冷房負荷は小さいものと判断し、蒸発器後温度 $T_e(t)$ が目標温度 $T_e(\text{set})$ にまで到達していなくとも、デューティ比D<sub>t</sub>の使用を50%までとしている。従って、蒸発器後温度 $T_e(t)$ がしきい値温度（15～16℃）を下回った状態では、設定差圧が上限値（デューティ比D<sub>t</sub>=50%に対応）を上回って設定されることはなく、仮に設定差圧が上限値に設定されたとしても、車両エンジンEgの回転速度が高速度領域に入り込むと、吐出容量が最大では二点間差圧 $\Delta P_d$ が設定差圧の上限値を必ず上回ることとなり（そのように上限値50%は設定されている）、圧縮機の吐出容量は内部自律的に確実に減少される。このように、圧縮機が不必要に低効率及び高負荷状態に陥ることはなく、ひいては車両エンジンEgの運転効率を向上させてその燃料消費量を減少させることができるし、圧縮機の保護にもなってその長寿命を達成することができる。また、車両エンジンEgの回転速度が高速度領域において、言い換えれば車両エンジンEgの高負荷状態において圧縮機の吐出容量（負荷トルク）が最大とされないことは、車両エンジンEgの圧縮機駆動負荷を軽減して車両の高速走行性能や加速性能を向上させることや、車両エンジンEgの発熱量を抑えてそれを冷却するための冷却装置（特に熱交換器）を小型化することにもつながる。

【0061】（3）本実施形態では、しきい値温度（15～16℃）に下限および上限温度を設け、デューティ比D<sub>t</sub>の上限値D<sub>tMax</sub>が100%から50%に設定変更される時の蒸発器後温度 $T_e(t)$ と、上限値D<sub>tMax</sub>が50%から100%に設定変更される時の蒸発器後温度 $T_e(t)$ をそれぞれ異なるようにするというヒステリシス特性を持たせた。これにより、単一しきい値温度のみが設定されている場合に発生しがちなチャタリングを回避し、圧縮機に無理のない安定した吐出容量制御を可能とする。なお、チャタリングとは、蒸発器後温度 $T_e(t)$ と単一しきい値温度との比較における両者の大小関係逆転の頻発による、上限値D<sub>tMax</sub>の設定変更の瞬間多発をいう。

【0062】(4)制御コンピュータ81は、内気温度センサ84からの車室温度や温度設定器85からの設定温度に基づいて蒸発器後温度 $T_e(t)$ の目標温度 $T_e(\text{set})$ を調節する。つまり、空調装置は、冷房要求の度合に応じて蒸発器38の冷却状態を変更可能な構成であり、例えば内気温度センサ84や温度設定器85を備えずに、予め固定された目標温度 $T_e(\text{set})$ を維持する構成と比較して、圧縮機の省動力化や空調の快適性向上(例えば車室内へ吹き出される空気温度変動が抑制される)を図ることができる。つまり、この比較例の場合、冷房要求の度合が最も大きい場合(乗員が最も低い車室温度を要求している場合)を想定して、それに応えるべく目標温度 $T_e(\text{set})$ を低く固定しておくのではなく、従って冷房要求の度合が小さい場合には不必要に蒸発器38が冷却されることになるからである。なお、この比較例の場合、冷房要求の度合が小さければ、蒸発器38を通過して冷却された空気は、例えば車両エンジンEgの移動時の発熱を利用した図示しないヒータによって適度に温度上昇(リヒート)させられた後に車室へ吹き出されることになる。

【0063】(5)圧縮機は、クランク室15の内圧 $P_c$ を制御することでピストン21のストロークを変更可能に構成された斜板式の変容量型圧縮機であり、本実施形態の制御装置はこの斜板式の変容量型圧縮機の容量制御に最も適している。

【0064】なお、本発明の趣旨から逸脱しない範囲で以下の態様でも実施できる。

○しきい値温度を単一の温度としても良い。

○蒸発器38の冷却状態として、この蒸発器38の表面の温度を直接検出するように構成しても良い。

【0065】○内気温度センサ84や温度設定器85を備えずに、目標温度 $T_e(\text{set})$ を固定値とすること。

○第1圧力監視点P1を蒸発器38と吸入室22との間の吸入圧力領域に設定するとともに、第2圧力監視点P2を同じ吸入圧力領域において第1圧力監視点P1の下流側に設定すること。

【0066】○第1圧力監視点P1を吐出室23と凝縮器36との間の吐出圧力領域に設定するとともに、第2圧力監視点P2を蒸発器38と吸入室22との間の吸入圧力領域に設定すること。

【0067】○第1圧力監視点P1を吐出室23と凝縮器36との間の吐出圧力領域に設定するとともに、第2圧力監視点P2をクランク室15に設定すること。或いは、第1圧力監視点P1をクランク室15に設定するとともに、第2圧力監視点P2を蒸発器38と吸入室22との間の吸入圧力領域に設定すること。つまり、圧力監視点P1、P2は上記実施形態のように、冷媒循環回路の所謂主回路(外部冷媒回路35(蒸発器38)→吸入室22→シリンダボア20→吐出室23→外部冷媒回路

35(凝縮器36))へ設定すること、言い換えれば高圧領域及び/又は低圧領域に設定することに限定されるものではなく、冷媒循環回路の副回路として位置付けられる、容量制御用の冷媒回路(給気通路42、44→クランク室15→抽気通路31)を構成する中間圧領域としてのクランク室15に設定しても良い。なお、後者の別例の場合には、圧縮機の吐出容量が増大すると二点間差圧 $\Delta P_d = P_c - P_s$ が減少する構成である(上記実施形態とは逆である)。従って、蒸発器後温度 $T_e(t)$ がしきい値温度(15-16℃)を下回るなら、二つの圧力監視点間の差圧 $\Delta P_d$ に制限値としての下限値を設定することになる。そして、設定差圧決定手段81は、設定差圧算出手段により算出された設定差圧と制限値設定手段により設定された下限値とを比較し、設定差圧が下限値以上であれば設定差圧を、設定差圧が下限値を下回るなら下限値を新たな設定差圧として取り扱うこととなる。

【0068】○例えば、制御弁を電気弁駆動構成のみとし、二つの圧力監視点P1、P2の圧力 $P_{dH}$ 、 $P_{dL}$ をそれぞれ圧力センサにより検出すること。この場合、各圧力監視点P1、P2の圧力 $P_{dH}$ 、 $P_{dL}$ を検出する圧力センサが差圧検出手段を構成する。

【0069】○制御弁を、給気通路42、44ではなく抽気通路31の開度調節によりクランク圧 $P_c$ を調節する、所謂抜き側制御弁としても良い。

○制御弁を、給気通路42、44及び抽気通路31の両方の開度調節によりクランク圧 $P_c$ を調節する三方弁構成としても良い。

【0070】○動力伝達機構PTとして、電磁クラッチ等のクラッチ機構を備えたものを採用すること。

○ワッブル式の変容量型圧縮機の制御装置において具体化すること。

【0071】上記実施形態から把握できる技術的思想について記載すると、圧縮機は、クランク室の内圧を制御することでピストンのストロークを変更可能に構成された斜板式又はワッブル式の変容量型圧縮機である請求項1~4のいずれかに記載の変容量型圧縮機の制御装置。

【0072】

【発明の効果】上記構成の本発明によれば、従来の吸入圧感応型制御弁が内在していた問題、つまり吐出容量の制御性及び応答性が蒸発器での熱負荷状況に影響される問題を解消することができる。

【0073】また、圧縮機の運転状態が、低効率及び高負荷の領域に不必要に入り込むことを規制することができる。圧縮機の外部駆動源の運転効率を向上させることができるし、圧縮機の保護にもなってその長期耐用を達成することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 変容量型斜板式圧縮機の断面図。

19

20

【図2】 冷媒循環回路の概要を示す回路図。

【図3】 制御弁の断面図。

【図4】 制御弁制御の概要を説明するフローチャート。

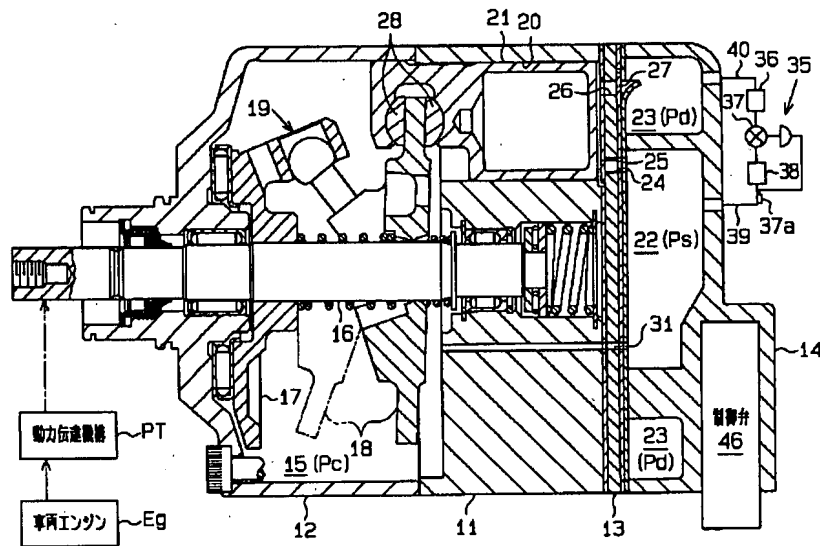
【図5】 蒸発器後温度とデューティ比の上限値との関係を示すグラフ。

【符号の説明】

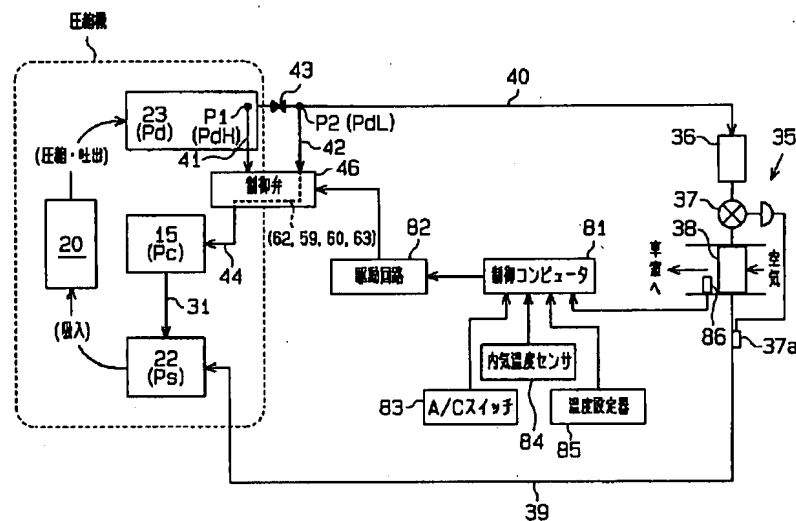
35…可変容量型圧縮機とともに空調装置の冷媒循環回

路を構成する外部冷媒回路、38…蒸発器、46…圧縮機制御手段を構成する制御弁、53…差圧検出手段を構成する作動ロッド、81…設定差圧算出手段、制限値設定手段、設定差圧決定手段及び圧縮機制御手段を構成する制御コンピュータ、86…蒸発器温度検出手段としての蒸発器後温度センサ、P1…第1圧力監視点、P2…第2圧力監視点。

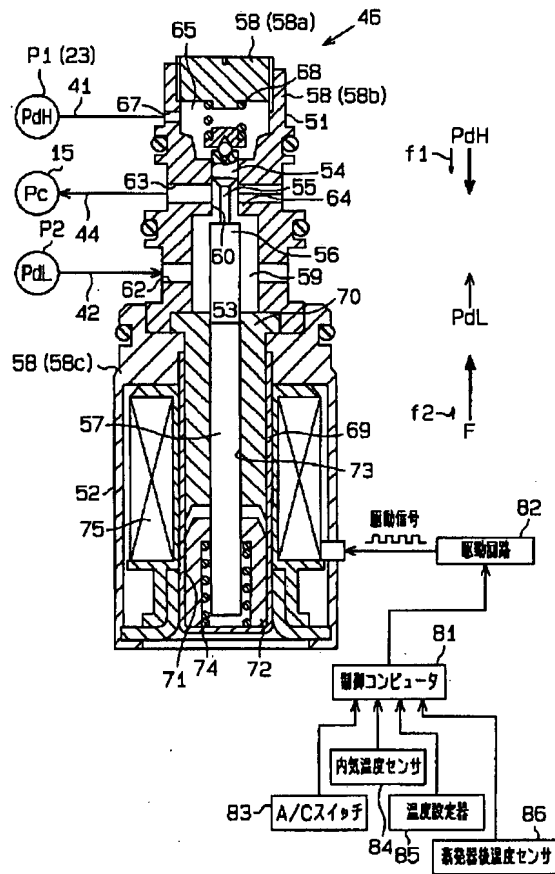
【図1】



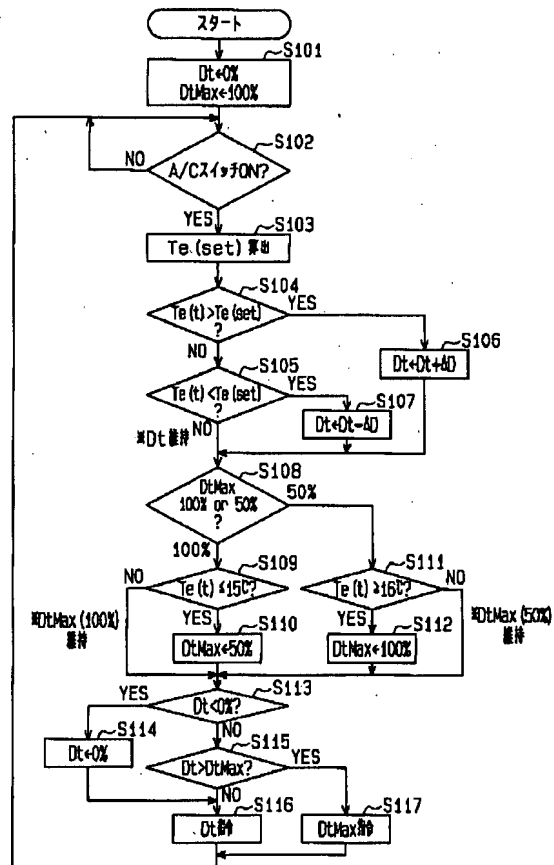
【図2】



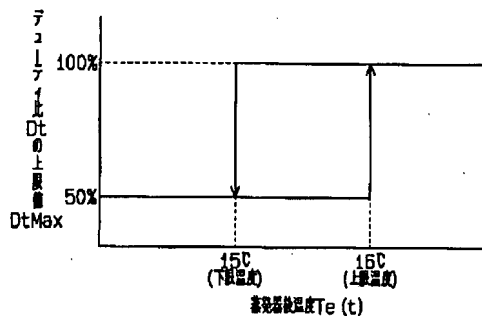
【図3】



【図4】



【図5】



## フロントページの続き

(72)発明者 太田 雅樹  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内  
(72)発明者 木村 一哉  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 安谷屋 拓  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内  
(72)発明者 松原 亮  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

Fターム(参考) 3H045 AA04 AA27 BA13 CA05 DA15  
EA13 EA43  
3H076 AA06 BB33 BB43 CC41 CC84  
CC95

PAT-NO: JP02001213153A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2001213153 A

TITLE: **CONTROLLER FOR VARIABLE DISPLACEMENT**  
**COMPRESSOR**

PUBN-DATE: August 7, 2001

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
MIZUFUJI, TAKESHI	N/A
KAWAGUCHI, MASAHIRO	N/A
OTA, MASAKI	N/A
KIMURA, KAZUYA	N/A
ATAYA, HIROSHI	N/A
MATSUBARA, AKIRA	N/A

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
TOYOTA AUTOM LOOM WORKS LTD	N/A

APPL-NO: JP2000029549

APPL-DATE: February 7, 2000

INT-CL (IPC): B60H001/32, F04B049/00 , F04B027/14

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a **controller for variable displacement compressor**, capable of improving the controllability and responsiveness of delivery capacity.

SOLUTION: A control valve 46 comprises an operating rod 53 responding to a differential pressure (PdH-PdL) between two pressure monitoring points P1, P2 predetermined at the refrigerating cycle of a refrigerant circulating circuit, wherein the openings of ventilating passages 42, 44 are adjusted internally

autonomously by a valve 56 in the operating rod 53 so as to maintain the target value of the differential pressure ( $PdH-PdL$ ) between the two pressure monitoring points determined by electromagnetic force  $F$  from a solenoid part 52.

COPYRIGHT: (C) 2001, JPO